

2入力1出力機能を有する磁気式遊星歯車装置の駆動特性

著者	池淵 耕平, 高橋 拓杜, 阿部 圭太, 矢ノ目 猛, 宮澤 正樹, 鶴本 勝夫
雑誌名	東北学院大学工学部研究報告
巻	49
号	1
ページ	1-8
発行年	2015-03-24
URL	http://id.nii.ac.jp/1204/00000320/

研究論文

2 入力1出力機能を有する磁気式遊星歯車装置の駆動特性

Driving Performance of Magnetic Planetary Gears with Dual-Input and Single-Output Functionality

池淵耕平

Kouhei IKEBUCHI

矢ノ目猛

Takeru YANOME

高橋拓杜

Takuto TAKAHASHI

宮澤正樹

Masaki MIYAZAWA

阿部圭太

Keita ABE

鶴本勝夫*

Katsuo TSURUMOTO

Abstract : Magnetic gears allow the transmission of driving force in a completely non-contact state. Their main advantages include low vibration and noise, maintenance-free operation, and exemption from lubrication. The device discussed in this study boasts dual-input functionality. We have found that the most promising practical application of such a device particularly for accelerator versions is in wind-powered electrical power-generating equipment. We envision wind power as the primary input, while the secondary input may come from sources such as hydraulic power or electrical storage devices to drive the mechanism that controls the rotation rate. In addition, we used our dual-input device to carry out an experimental investigation on a parallel-drive scheme in which the outer ring gear on the secondary input is rotated in the same direction as the carrier. Our experiments revealed three distinct operating regimes for the device : a regime in which the output rotation rate was lower than the input rotation rate, a point at which the output rotation rate fell to zero, and a regime in which the output rotation rate was greater than the input rotation rate. This report describes the characteristics of our differential-drive and parallel-drive schemes obtained from further experiments.

Key words : planetary gear, sun gear, outer ring gear, dual-input functionality, driving performance.

1. 緒言

従来の機械式遊星歯車装置は、減速装置が主体である。即ち、太陽歯車からの入力を外輪歯車あるいはキャリアからの出力が一般的であり、増速装置としては余り使用されていない。筆者らの一人は、これまで各種の磁気歯車を試作し、その性能については学会誌を通して報告してきた^{1)~4)}。磁気歯車は、歯車同士が完全非接触で動力を伝達することが可能で、振動や騒音が少なく、また、潤滑油を必要としないメンテナンスフリーなどの特徴がある^{5)~11)}。最近、磁気式遊星・差動歯車装置を試作し、機械式遊星歯車では不可能な、相対的に主入力となるキャリアと、副入力となる外輪歯車を異方向に回転させ(筆者らはこれを差動駆動と名付けた)、これまでの出力速度をさらに増大させることについ

*機械知能工学科 名誉教授

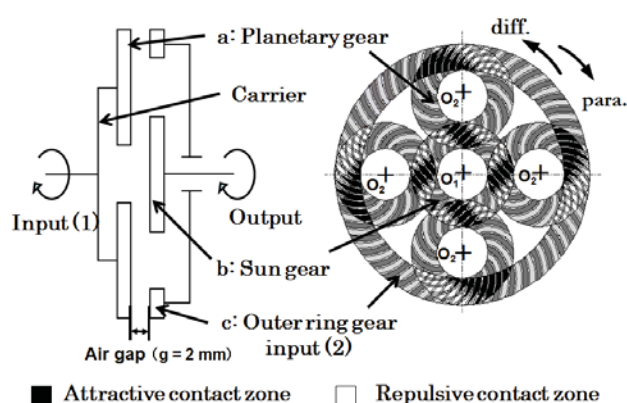


Fig. 1 Schematic of planetary and outer ring gearing for accelerator.
(One example of differential (diff.) and parallel (para.) drive configuration.)

て、その性能について報告してきた²⁾。これまでの報告では、この増速型については、風力発電装置に適用することが可能であることが分かった。さらに、この2入力機能を持つ磁気式遊星歯車装置を用いて、キャリアと外輪歯車を同方向に回転させる並進駆動について実験検討した。その結果、減速する領域、停止する点、逆転し増速する3つの動作領域を持つことを明らかにした¹¹⁾。

本報告では、これまでの差動駆動と並進駆動の基礎特性を基にして、更なる実験条件を増やすことにより、両駆動の入出力トルク特性、電力特性および並進駆動時の正転から逆転に至る過渡特性などから新たな知見が得られたので、以下に述べる。

2. 磁気式遊星歯車装置の設計仕様

Fig.1 に磁気式遊星歯車装置の構成とかみ合いのスケルトン図および動力伝達経路を示す。

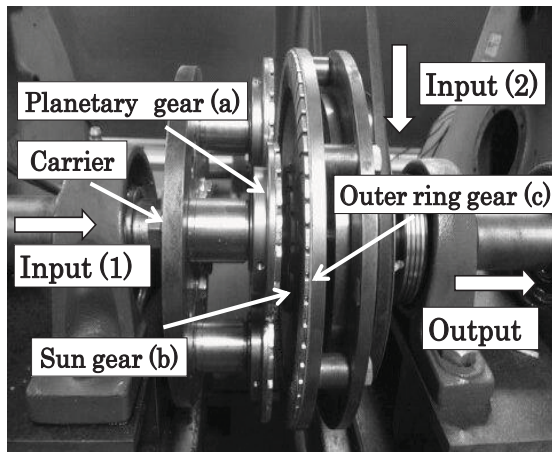


Fig. 2 Photographs of planetary gears, sun gear, and outer ring gear.

本装置は、遊星歯車(a)、太陽歯車(b)、外輪歯車(c)から構成されている。

Fig.1 は、遊星歯車4枚の場合で、90°間隔に配置されている。遊星歯車は遊星歯車軸支持円板（以下キャリア）上に配置されており、主入力 Input(1) がキャリアに入るとキャリアが公転し、遊星歯車が自転をする。そして、副入力 Input(2) として回転数を制御する外輪歯車を主入力と反対方向に回転させる差動駆動と同一方向に回転させる並進駆動について比較検討する。尚、どちらの駆動も動力は太陽歯車から出力する。

Fig.1 に、差動駆動と並進駆動の一例を示した。また、歯形は NdFeB(ネオジウム)磁石をインボリュート曲線にそって N, S, N, S 極と交互に異

Table 1 Characteristics of planetary gear, sun gear, and outer ring gear.

Nomenclature	
Module :	$m = 20$
Tooth profile :	Involute curve
Height of tooth :	$H = 20 \text{ mm}$
Center distance :	$L = 60 \text{ mm}$
Planetary gear (a)	
Number of teeth :	$Z_p = 16$
Radius of pitch circle :	$R_p = 20 \text{ mm}$
Diameter of outer circle :	$D_p = 80 \text{ mm}$
Sun gear (b)	
Number of teeth :	$Z_s = 16$
Radius of pitch circle :	$R_s = 20 \text{ mm}$
Diameter of outer circle :	$D_s = 80 \text{ mm}$
Outer ring gear (c)	
Number of teeth :	$Z_o = 64$
Radius of pitch circle :	$R_o = 80 \text{ mm}$
Diameter of outer circle :	$D_o = 200 \text{ mm}$

極配列になっており、磁石の吸引力によって動力を伝達する構造である。尚、遊星歯車と太陽歯車の空隙は $g=2\text{mm}$ である。

Fig.1 で、遊星歯車と外輪歯車の内接かみ合い領域と、遊星歯車と太陽歯車の外接かみ合い領域を示す黒色の部分は、対向する磁石がほぼ平行になっている「主かみ合い部」であり、この領域が主に動力伝達に関係する。また、歯形が交差して見える白色の部分は、力の伝達にはあまり影響しない領域である。

Fig.2 に磁気式遊星歯車装置の写真を示す。写真に示すように、本装置は遊星・太陽・外輪の3つの歯車から構成されている。

Table 1 に磁気歯車の設計諸元を示す。使用した磁石は NdFeB 磁石で、ヨーク上での表面磁束密度は 0.53 T である。歯形曲線にはインボリュート曲線を採用している。遊星歯車、太陽歯車、外輪歯車の歯数比はそれぞれ $1:1:4$ である。

3. 出力回転数の算定式

Fig.1 の遊星歯車装置において、出力となる太陽歯車の回転数(N_s)の算定式は、文献(11)によれば次のようになる。

各記号は以下の通りである。

N_p, Z_p : 遊星歯車の回転数, 歯数

N_o, Z_o : 外輪歯車の回転数, 歯数

N_s, Z_s : 太陽歯車の回転数, 歯数

N_c : キャリアの回転数

入力キャリアの回転方向は、キャリア側から見て時計方向の+方向と、反時計方向の-方向

の両者が考えられるが、ここでは+方向の場合について考える。

1) 差動駆動の場合

外輪歯車と太陽歯車の速度比を ε とすれば、

$$\varepsilon = (N_S - N_C) / (-N_O - N_C) = -Z_O / Z_S \quad (1)$$

となる。故に、 N_S は、(1)式より、(2)式となる

$$N_S = N_C (1 + Z_O / Z_S) + N_O (Z_O / Z_S) \quad (2)$$

ここに、 $Z_S = 16$ 、 $Z_O = 64$ であるので、(2)式は、

$$N_S = 5N_C + 4N_O \quad (3)$$

となる。

2) 並進駆動の場合

a) $N_C > N_O$ の時、

$$\varepsilon = (N_S - N_C) / -(N_O - N_C) = Z_O / Z_S \quad (4)$$

N_S は、(4)式より、(5)式となる。

$$N_S = 5N_C - 4N_O \quad (5)$$

b) $N_C = N_O$ の時、 N_S は、

$$N_S = N_C \quad (6)$$

c) $N_C < N_O$ の時、

$$\varepsilon = (N_S - N_C) / (N_O - N_C) = -Z_O / Z_S \quad (7)$$

(7)式から、 N_S は、

$$N_S = 5N_C - 4N_O \quad (8)$$

(8)式は、(5)式と同じ式となる。

d) また、(5)式から、 $N_O = (5/4) \cdot N_C$ の時、

$$N_S = 0 \quad (9)$$

となる。

4. 駆動特性試験装置

Fig.3 に、駆動特性を得るための試験装置の概略図を示す。遊星・外輪歯車装置の大きさは、外径が約 240 mm、幅が約 110 mm である。

主入力は、誘導電動機(1)と直結している入力キャリアの主軸から行い、完全非接触状態で外輪歯車を介して太陽歯車から出力する。外輪歯車の駆動は誘導電動機(2)からプーリーを介して入力キャリアの回転方向に、あるいは反対方向に回転させる。

今回使用した磁気式遊星歯車装置には 2 入力の機能があり、主入力となるキャリアの回転数 N_C ともう一つの入力である外輪歯車の回転数 N_O は、それぞれ V-f インバーター(1)、(2)を用いて誘導電動機(1)、(2)を駆動させ、その周波数を変えることにより回転数を制御する。また、キャリアトルク T_C と外輪歯車のトルク T_O および太陽歯車のトルク T_S の計測は、それぞれトルクメータ(1)、(2)および(3)により計測する。キャリア回転数 N_C と外輪歯車の回転数 N_O および太陽歯車の回転数 N_S の計測は、それぞれのトルクメータに内蔵されている回転検出器により計測する。

今回、負荷として、電磁ブレーキにより太陽歯車の出力軸に与えることができるので、負荷

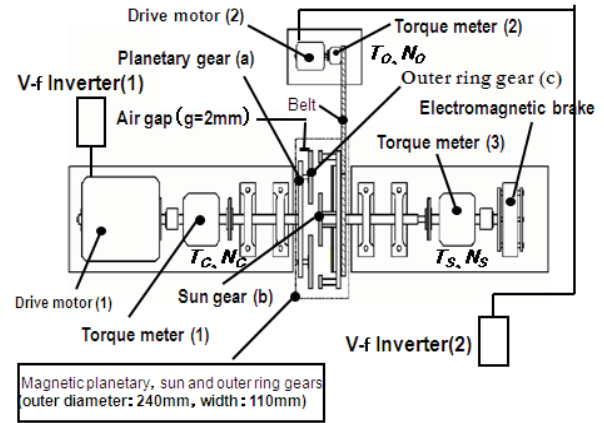


Fig. 3 Schematic of test apparatus.

時における駆動特性の実験を行った。また、過負荷時に太陽歯車がスリップ・空転する負荷を持って最大出力トルク (T_{Smax}) とした。

5. 駆動特性の実験結果及び考察

Fig.3 の駆動特性試験装置を用いて、種々の実験を行った。

5.1 4象限の駆動特性

Fig.4 は、電磁ブレーキをかけない無負荷の状態において、キャリアの回転数 $N_C = \pm 200 \text{ min}^{-1}$ 、 $\pm 300 \text{ min}^{-1}$ および $\pm 400 \text{ min}^{-1}$ でそれぞれ一定として、外輪歯車の回転数 N_O を -500 min^{-1} から $+500 \text{ min}^{-1}$ まで 50 min^{-1} ずつ変化させた時の主入力回転数に対する出力回転数の割合 (N_S/N_C) を図示したものである。図中の N_C および N_O の符号 \pm と横軸 N_O の符号 \pm は、それぞれ回転方向を表し、+ が時計方向、- が反時計方向である。

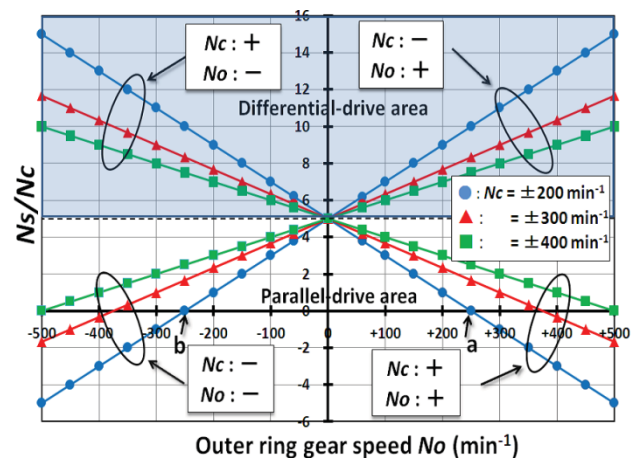


Fig.4 Relationship between outer ring gear speed N_O and N_S/N_C . (N_S : sun gear speed, N_C : carrier speed.)

Fig.4 からわかるように、本駆動装置は4象限の制御が可能であり、縦軸目盛の5は、(3)式で $N_o=0$ のときの N_s/N_c の値であり、この5を中心に横軸に引いた波線は差動駆動と並進駆動の境界となり、上部が差動駆動領域(図の灰色領域)、下部が並進駆動領域となる(図の白色領域)。キャリアが+方向に回転した時の出力回転数の算定式(3)、(5)、(6)、(8)、(9)式は、Fig.4 で第2象限の差動駆動領域、および第1象限と第4象限の並進駆動領域に示すグラフとなり、実験結果からこれらの算定式の有効性を検証することができた。また、キャリアが一方方向の反時計方向に回転した時の算定式は、反時計方向の回転を+として計算すれば同様にして求められ、出力回転数のグラフは第1象限の差動駆動領域、および第2象限と第3象限の並進駆動領域となる。Fig.4 は電磁ブレーキで負荷をかけた状態でも同じ特性となる。

なお、差動駆動は出力回転数が増速する領域となり、並進駆動では減速する領域と、停止する点、逆転し増速する3つの動作領域を持つ。

ここでは、第2象限の差動駆動領域、および第1象限と第4象限の並進駆動領域について検討した。

5.2 差動駆動時の駆動特性

Fig.5~Fig.7 に、キャリアの回転数 N_c 及び外輪歯車の回転数 N_o を一定とし、入出力トルク特性、電力特性、電力効率を実験から検討した。なお、横軸は電磁ブレーキにより太陽歯車のトルク T_s の大きさを0から0.1Nm刻みで太陽歯車の限界トルク T_{smax} まで負荷をかけ実験を行った。

(1) 入出力トルク特性

Fig.5 に、 $N_c = +200\text{min}^{-1}$ で $N_o = -200\text{min}^{-1}$ の場合($N_s = +1800\text{min}^{-1}$ となる)と $N_o = -300\text{min}^{-1}$ の場合($N_s = +2200\text{min}^{-1}$ となる)の入出力トルクの実験結果を示す。差動駆動の場合は、遊星歯車には、キャリア側と外輪歯車側からの偶力が作用するので、太陽歯車は、時計方向に高速回転となる。なお、横軸及び縦軸のトルク+は、回転方向が時計方向を示し、-は反時計方向を示す。

Fig.5 より、 T_c 、 T_o はともに T_s に比例して増加し、また、外輪歯車の回転数 N_o に関係なくそれぞれの T_s に対して同じ値となることが分かる。

(2) 電力特性

各々の歯車の入出力電力 $P(\text{W})$ は歯車回転数 $N(\text{min}^{-1})$ 、トルク $T(\text{Nm})$ を用い、次式で表すこ

とができる。

$$P = \omega T = (2\pi N/60) T \quad (10)$$

ただし ω は角速度である。入力がキャリアの電力 P_c 及び外輪歯車の電力 P_o 、出力が太陽歯車の電力 P_s であり、それぞれの電力は、それぞれの回転数とトルクの値から算定することが出来る。

また、電力効率 η は次式で表される。

$$\eta = P_s / P_{in} \times 100 = P_s / (P_c + P_o) \times 100 \quad (11)$$

(11)式で、 $P_{in} (=P_c + P_o)$ は入力電力である。

Fig.6 に、 $N_c = +200\text{min}^{-1}$ 、 $N_o = -300\text{min}^{-1}$ の場合の電力特性の実験結果を示す。各々の電力は T_s に比例し増加していることがわかる。電力損失 $P_L (=P_{in} - P_s)$ も T_s に比例して増加してい

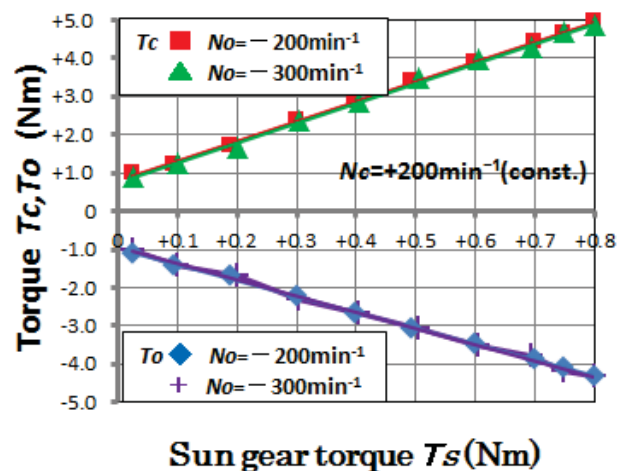


Fig.5 Relationship between sun gear torque T_s and carrier torque T_c and outer ring gear torque T_o .

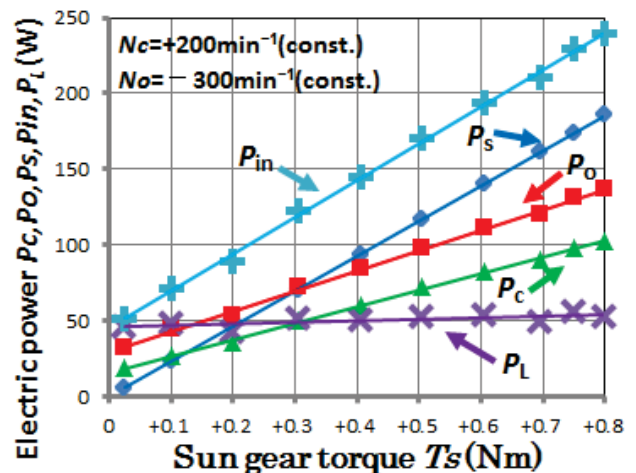


Fig.6 Relationship between sun gear torque T_s and electric power $P_c, P_o, P_s, P_{in}, P_L$.

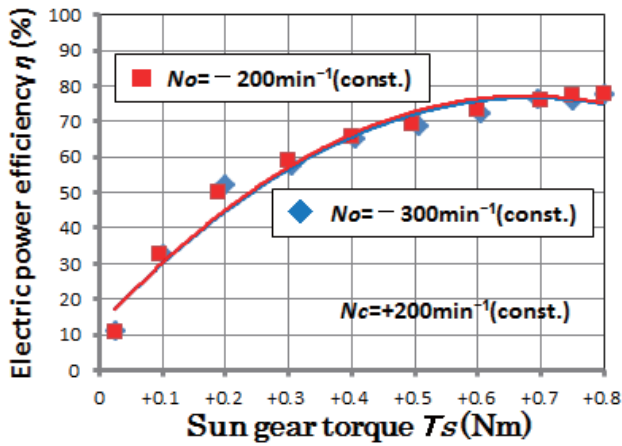


Fig.7 Relationship between sun gear torque T_s and electric power efficiency η .

るが、増加幅が極端に少ないため、差動駆動時においては比較的電力効率の良い機器であることが考えられる。

Fig.7に電力効率特性を示す。 $N_c = +200 \text{ min}^{-1}$ の時、 $N_o = -200 \text{ min}^{-1}$ の場合と $N_o = -300 \text{ min}^{-1}$ の場合の実験結果を示した。電力効率 η は、 $N_o = -200 \text{ min}^{-1}$ 、 -300 min^{-1} のどちらの場合も、 T_s が増加すると増加していき、限界トルク $T_{s\max}$ に近づくにつれ最大効率 80% 前後に漸近していくことが分かった。これは、出力の回転が高速回転となるためである。

5.3 並進駆動時の駆動特性

差動駆動時と同じように、Fig.8～Fig.10に、キャリアの回転数 N_c 及び外輪歯車の回転数 N_o を一定とし、入出力トルク特性、電力特性、電力効率を実験検討した。また、電磁ブレーキを用いて、太陽歯車の限界トルク $T_{s\max}$ まで実験を行った。なお、各々の電力及び、電力効率の算定式は(10)、(11)を用いた。

(1) 入出力トルク特性

Fig.8に $N_c = +200 \text{ min}^{-1}$ 、 $N_o = +200 \text{ min}^{-1}$ の場合 ($N_s = +200 \text{ min}^{-1}$ となる) と、 $N_o = +300 \text{ min}^{-1}$ の場合 ($N_s = -200 \text{ min}^{-1}$ となる) の入出力トルクの実験結果を示す。 $N_c = N_o = +200 \text{ min}^{-1}$ の場合は、遊星歯車は自転せず公転のみの時計方向の回転となるので太陽歯車は時計方向に回転する。 $N_o = +300 \text{ min}^{-1}$ の場合は、 $N_c < N_o$ となるので、遊星歯車には外輪歯車の力のモーメントが作用するため、時計方向に自転し、公転するので、太陽歯車は反時計方向に回転する。また、Fig.8より、 T_c 、 T_o は共に T_s に比例して増加していることが分かる。

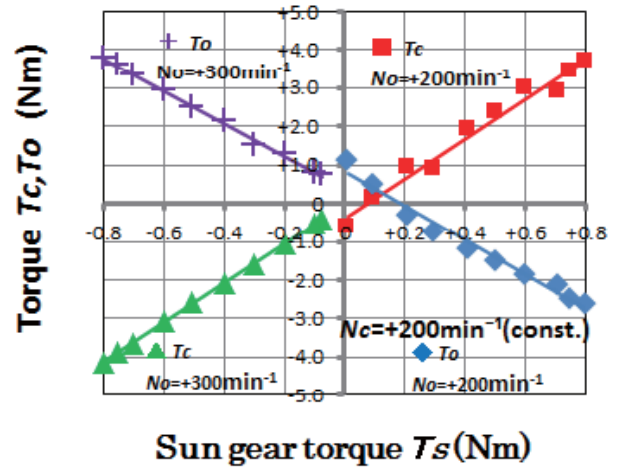


Fig.8 Relationship between sun gear torque T_s and carrier torque T_c and outer ring gear torque T_o .

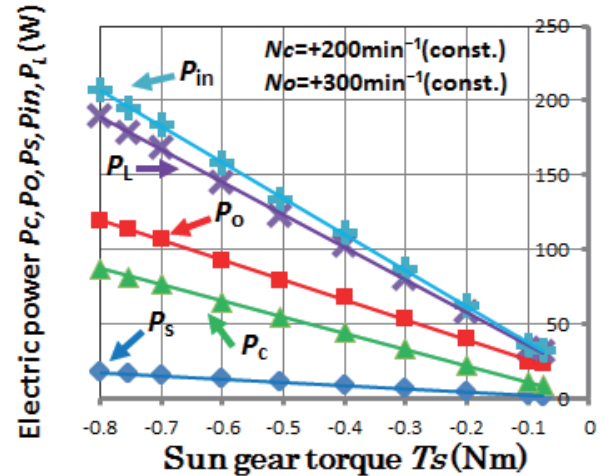


Fig.9 Relationship between sun gear torque T_s and electric power $P_c, P_o, P_s, P_{in}, P_L$.

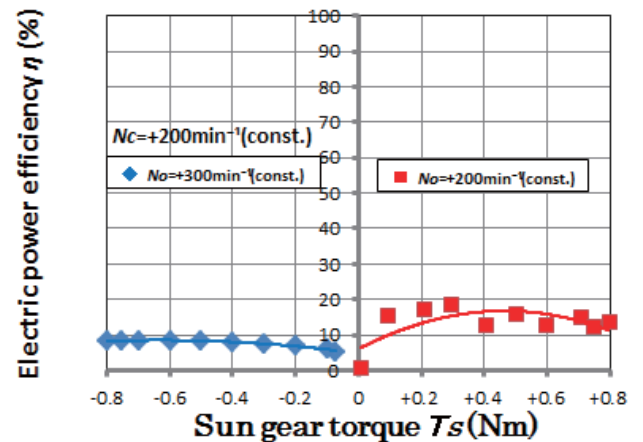


Fig.10 Relationship between sun gear torque T_s and electric power efficiency η .

(2)電力特性

Fig.9 に, $N_c=+200\text{min}^{-1}$, $N_o=+300\text{min}^{-1}$ の場合の電力特性を示す.

Fig.9 より, 各々の電力は T_s に比例して増加し, 差動駆動時と異なり, 電力損失 P_L の増加幅が大きいことが分かった. また, 太陽歯車の電力 P_s は, 差動駆動時と比較して N_s が小さくなるため, 小さいことが分かる.

Fig.10 に, $N_c=+200\text{min}^{-1}$, $N_o=+200\text{min}^{-1}$ の場合と, $N_o=+300\text{min}^{-1}$ の場合の電力効率特性を示す. 電力効率は T_s が増加していくと増加し, 限界トルク $T_{s\max}$ に近づくにつれ 10~20%前後に漸近していくことが分かる. これは, 出力の回転数が低いためである.

(3)過渡特性

並進駆動領域においては, 太陽歯車の回転数(出力回転数)が正転, 停止, 逆転と 3 つの領域が存在する. Fig.4 において第 1 象限と第 4 象限の境界(Fig.4 の一例として a 点), 及び第 2 象限と第 4 象限の境界(Fig.4 の一例として b 点)である. ここでは, 領域が変化(正転→逆転, 逆転→停止等)した時の過渡特性について, メモリハイコダを用い, 実験検討した.

Fig.11 に, キャリアの回転数が $N_c=+200\text{min}^{-1}$, 外輪歯車の回転数 $N_o=+200\text{min}^{-1}$ から $N_o=+400\text{min}^{-1}$ に変化させた時の過渡波形を示す. (9)式より外輪歯車の回転数が $N_o=+250\text{min}^{-1}$ で太陽歯車の回転は, $N_s=0$ すなわち停止する(変化前後の回転数やトルクの諸定数は図中に示す). また, 安定に要する時間すなわち過渡時間 t は, 2.61s である.

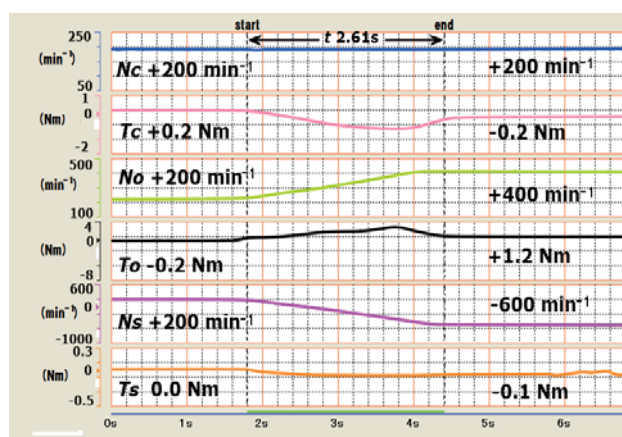


Fig.11 Transition waveforms when changing N_o from $+200\text{min}^{-1}$ to $+400\text{min}^{-1}$.

Fig.12 に, $N_c=+200\text{min}^{-1}$, $N_o=+200\text{min}^{-1}$ の状態から, N_o のみを, 各々の横軸に示す回転数に変化したときの過渡時間 t を示す. ここで

は, 太陽トルク $T_s=0$ すなわち無負荷の状態を実験を行った.

Fig.12 で, N_s は全て正転→逆転の変化であり, 過渡時間は, 外輪歯車回転数の変化幅に比例して増加していることが分かる.

Fig.13 に, $N_c=+200\text{min}^{-1}$ で, $N_o=+200\text{min}^{-1}$ から $+300\text{min}^{-1}$ に変化させた時と, $N_o=+300\text{min}^{-1}$ から $+200\text{min}^{-1}$ に変化させた時の過渡時間 t の関係を示した. 横軸は, 太陽歯車のトルク T_s である. ただし, ここでは, 外輪歯車の回転数の変化幅は 100min^{-1} 一定の下で, 実験を行った.

Fig.13 より, 過渡時間 t は, 太陽歯車のトルク T_s に比例して増加し, また, $N_o=+200\text{min}^{-1} \leftrightarrow 300\text{min}^{-1}$ の正転⇄逆転に関係なく, t は同じ値となることが分かった.

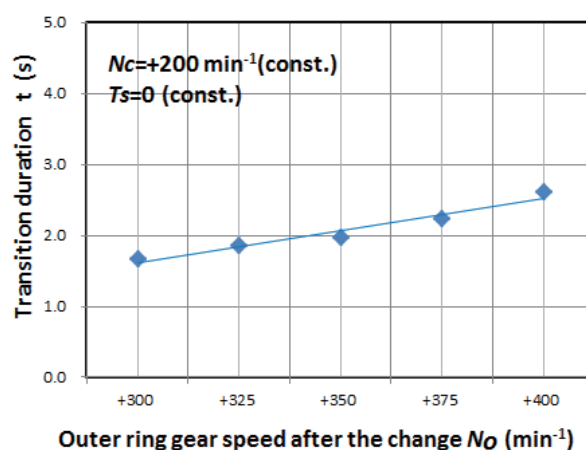


Fig.12 Relationship between outer ring speed after the change N_o and transition duration t . (Before the change $N_o=+200\text{min}^{-1}$.)

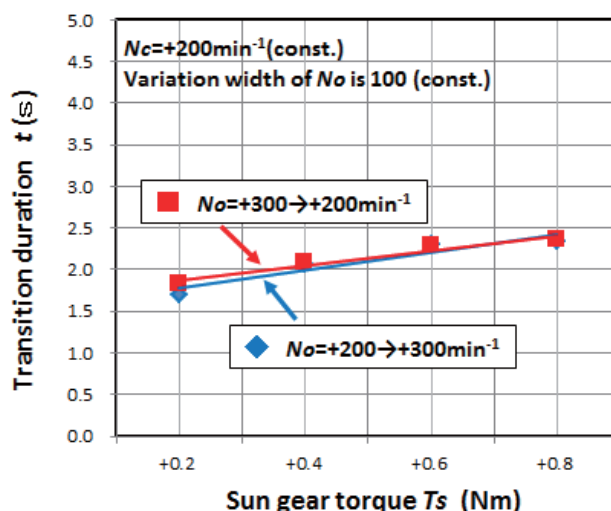


Fig.13 Relationship between sun gear torque T_s and transition duration t .

Fig.14 は、 $N_c=+200 \text{ min}^{-1}$ 一定で、外輪歯車回転数の変化幅に対する過渡時間 t である。Fig.14 より、外輪歯車回転数の変化幅が等しければ、太陽歯車の回転方向の変化に関わらず過渡時間は等しいことが分かる。これは、回転方向の変化に要する慣性エネルギーがほぼ等しいためであると考えられる、

例えば、一番上の外輪歯車回転数の変化幅が 300 min^{-1} 一定(図中の a のグラフ)の時、 N_o が $+50 \leftrightarrow +350 \text{ min}^{-1}$ (太陽歯車の回転方向は正転 \leftrightarrow 逆転)の時の過渡時間 t と、 N_o が $+250 \leftrightarrow +550 \text{ min}^{-1}$ (太陽歯車の回転方向は停止 \leftrightarrow 逆転)の時の過渡時間 t はほぼ一致している。

また、外輪回転数の変化幅が 100 min^{-1} , 200 min^{-1} , 300 min^{-1} における過渡時間は 1.62s, 2.61s, 3.64s と外輪回転数の変化幅にほぼ比例していることが分かった。

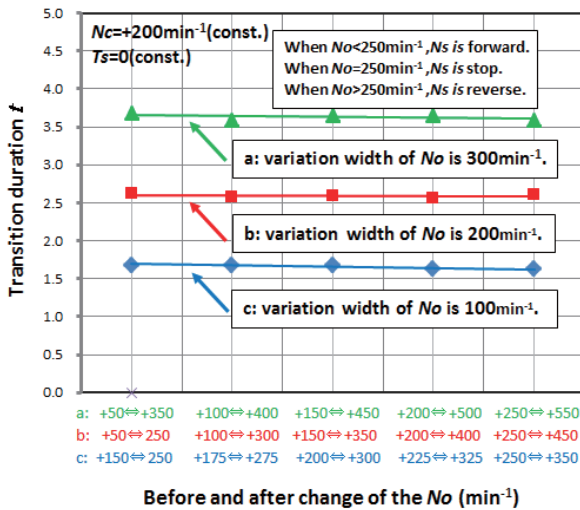


Fig.14 Relationship between before and after change of the N_o , and transition duration t .

6. 結言

主入力のカリヤと、副入力の外輪歯車を持つ2入力1出力機能を有する磁気式遊星歯車装置を用いて、差動駆動、並進駆動の更なる実験条件を増やすことにより、新たな特性を明らかにしたので、要約すると、以下のようになる。

- (1) 差動駆動、並進駆動の2入力のトルクは出力トルクに比例して大きくなることが分かった。
- (2) 差動駆動、並進駆動共に入出力電力、電力損失は、出力トルクに比例して大きくなる。電力効率は出力限界トルクに近づくにつれ増加していき、差動駆動時は、最大電力効率

80%前後、並進駆動時は、10~20%前後に漸近していくことが分かった。並進駆動時電力効率が低いのは、出力回転数が低いためである。

- (3) 差動駆動時は、大きな動力伝達が得られるので、風力発電装置等の増速機としての適用が可能である。
- (4) 並進駆動は、出力回転数が正転し減速する領域、停止する点、逆転し増速する3つの動作領域を持つことが分かった。すなわち、並進駆動では動力伝達よりも、運動伝達に向いているので、出力の回転方向の制御が容易であることから、ロボットアームや工作機械の戻り機構等に利用することができる。
- (5) 並進駆動は、3つの動作領域を持つが、Fig.14 から、副入力となる外輪歯車の回転数の変化幅が同じであれば、2つの動作領域にまたがって変化しても、変化に要する時間は同じであることが分かった。これは、磁気歯車の回転方向の変化に要する慣性エネルギーがほぼ等しいためであると考えられる。また、変化に要する時間は副入力回転数の変化幅と出力トルクに比例して長くなることが分かった。

参考文献

- 1) K. Tsurumoto, Y. Tanaka, and A. Kumagai : 新型磁気式遊星・差動歯車機構の創出に関する一考察, *J. Magn. Soc. Jpn.*, 25, 1179 (2001).
- 2) K. Tsurumoto and Y. Tanaka : 新型磁気式遊星・差動歯車装置の試作と性能試験, *J. Magn. Soc. Jpn.*, 26, 703 (2002).
- 3) K. Tsurumoto, J. Komatsu, K. Kuritani and D. Goto : 試作した増速用磁気式遊星・差動歯車装置の性能試験, *J. Magn. Soc. Jpn.*, 29, 316 (2005).
- 4) M. Haneda and K. Tsurumoto : Trial Production and Research on Magnetic Planetary and Differential Gearing for Accelerator Using NdFeB Magnet, *J. Magn. Soc. Jpn.*, 31, 135 (2007).
- 5) D. E. Hesmondhalgh and D. Tipping : A multielement magnetic gear, *IEE Proc. Elect. Power Appl.*, 127, 129 (1980).
- 6) K. Tsurumoto and S. Kikuchi : A NEW MAGNETIC GEAR USING PERMANENT MAGNET, *IEEE Trans. Magn.*, 23, 3622 (1987).
- 7) K. Ikuta, S. Makita, and S. Arimoto : Non-Contact Magnetic Gear for Micro Transmission Mechanism, *Proc. IEEE Conf. on Micro electromechanical systems (MEMS '91)*, 125 (1991).
- 8) S. Kikuchi and K. Tsurumoto : Trial Construction of a New Magnetic Skew Gears,

IEEE Trans.Magn.,30,4767(1994).

- 9) T.Ikeda, K.Nakamura and O.Ichinokura : 永久磁石式磁気ギアの効率向上に関する一考察, *J. Magn. Soc. Jpn.*, 33, 130 (2009).
- 10) T.Togashi, Y.Ota, M.Miyazawa, O.Saito and K. Tsurumoto : A Study of Output Speed Stability Control Using the Magnetic Planetary Gears with the Functional 2 Inputs, *J.Magn. Soc. Jpn.*, 36, 263(2012).
- 11) M.Miyazawa, H.Oizumi, D.Kobayashi, H.Tota and K. Tsurumoto : A Study on the Drive Performance of a Magnetic Planetary Gear Device with Dual-Input Functionality(Part 2), *J.Magn. Soc. Jpn.*, 38, 173(2014).